

# Statische und dynamische Steifigkeit von linearen Direktantrieben



RECEIVED  
DEC -4 2002  
TECHNOLOGY CENTER 2800

MANFRED WECK, PETER KRÜGER, CHRISTIAN BRECHER, FRANK REMY

Lineare Direktantriebe erzeugen ohne die Hilfe eines Getriebes eine Vorschubbewegung. Somit ist die Steifigkeit bei Direktantrieben nur noch von der Regelung abhängig. Hierdurch können diese Antriebe aber nicht mehr nach den herkömmlichen Methoden berechnet werden. Der Beitrag stellt daher mehrere Möglichkeiten für die Ermittlung der statischen und dynamischen Steifigkeit linearer Direktantriebe vor.

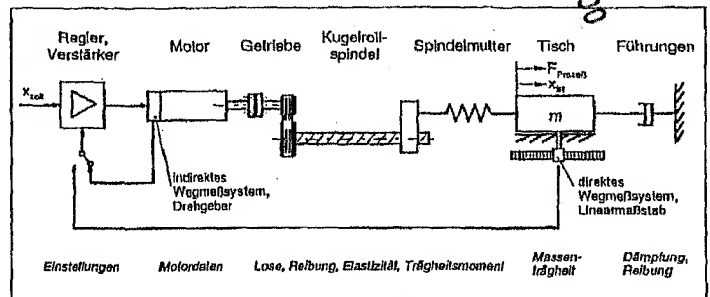
## 1 Einführung

Die Konturtreue der Vorschubbewegungen von Werkzeugmaschinen, d.h. das Maß der Istbahnabweichung eines Vorschubschlittens vom vorgegebenen Weg, wird durch eine Reihe von Einflußgrößen und Systemeigenschaften bestimmt. Grundsätzlich sind drei Systeme verantwortlich (Bild 1):

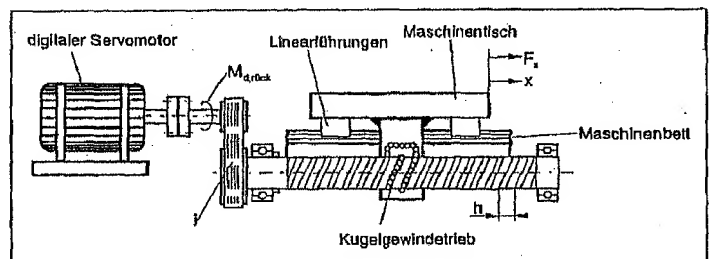
- die elastischen Verformungen der mechanischen Strukturkomponenten des Antriebs, wie z. B. der Kugellrollspindel, Mutter, Spindellagerung usw.,
- die regelungsdynamischen Eigenschaften des Antriebs, die u. a. durch Motordaten, zu bewegendende Massen, Trägheitsmomente und Reglereinstellungen bestimmt werden, sowie
- die Nichtlinearitäten des Systems, wie Reibung und Lose.

Die Wahl des verwendeten Positionsmesssystems – entweder direkt oder indirekt wirkend – hat ebenfalls einen großen Einfluß auf das elastische Gesamtverhalten des Antriebs. Bei indirekt wirkenden Meßsystemen werden im Gegensatz zu den direkt wirkenden die elastischen Strukturverformungen nicht erfaßt und somit auch nicht zum Regler zurückgeführt. Die indirekte Messung beeinflusst zwar positiv die Robustheit des Reglerverhaltens hinsichtlich der Stabilität des Antriebs, verhindert aber die regelungstechnische Kompensation von elastischen und thermischen Verformungen sowie von kinematischen Übertragungsfehlern der Getriebekomponenten. Die Verwendung des meist linearen direkten Meßsystems erlaubt dagegen die Kompensation dieser Abweichungen, koppelt aber das mechanische, schwingende System mit dem regelungstechnischen, was die systemstabile Reglerauslegung sehr erschwert bzw. eine geringere Reglerverstärkung erzwingt.

Man muß also bei der Bewertung von Vorschubbewegungsabweichungen zwischen mechanischen Strukturverformungen, bedingt durch innere Beschleunigungskräfte bzw. äußere Kräfte (Prozeßkräfte), und regelungstechnischen Führungsgrößenabweichungen wie Schlepp-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsfehler unterscheiden. Letztere lassen sich durch regelungstechnische Maßnahmen sowie durch eine sinnvolle Geschwindigkeitsführung (begrenzter Ruck bzw. stetige Ruckveränderung) unter Berücksichti-



1: Einflüsse auf die Bahnabweichung einer Werkzeugmaschinenachse



2: Konventionelle Antriebsachse

gung der maximal möglichen Beschleunigung und Geschwindigkeit des Antriebs beliebig reduzieren.

Die mechanischen Strukturverformungen werden, wie erwähnt, durch Beschleunigungskräfte sowie durch äußere Prozeßkraftkomponenten in Vorschubrichtung verursacht. Beide Kräfteinflüsse wirken sich in gleicher Weise auf die statischen und dynamischen Schlittenverlagerungen aus.

Bei heutigen Antriebssystemen muß grundsätzlich zwischen elektromechanischen linearen Vorschubantrieben und elektrischen linearen Direktantrieben unterschieden werden. Während der erstgenannte Antrieb eine lineare Vorschubbewegung aus einer Drehung der Motorwelle mit nachgeschaltetem Getriebe/Kugellrollspindel gewirkt, erzeugt der Linearmotor direkt, d.h. ohne mechanische Zwischenglieder, eine lineare Bewegung.

Durch den zunehmenden Einsatz von elektrischen linearen Direktantrieben stellt sich zwangsläufig die Frage nach einer Definition der statischen und dynamischen Steifigkeit dieser Antriebssysteme, denn diesen fehlen die kraftaufnehmenden mechanischen Getriebekomponenten. Dieser Beitrag versucht, eine Definition der statischen und dynamischen Steifigkeit bzw. Nachgiebigkeit von Vorschubantrieben zu geben und den Unterschied zwischen herkömmlichen elektromechanischen Linearantrieben – am Beispiel des Kugellrollspindeltriebs – und dem elektrischen linearen Direktantrieb herauszuarbeiten.

## 2 Federsteifigkeit von Vorschubantrieben

Unter der Steifigkeit einer mechanischen Struktur versteht man den Quotienten aus statischer Belastung (z. B. einer Kraft  $F_x$ ) über der hierdurch verursachten Verformung ( $x$ , in Richtung von  $F_x$ ) an einem definierten Punkt der Maschinenstruktur, meist dem Arbeitspunkt der Maschine ( $k_{xx} = F_x/x$ ). Der reziproke Wert der Steifigkeit wird als Nachgiebigkeit ( $d_{xx} = x/F_x = 1/k_{xx}$ ) bezeichnet, die

Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E. h. Manfred Weck ist Inhaber des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen am Laboratorium für Werkzeugmaschinen und Betriebslehre (WZL) der RWTH Aachen. Dipl.-Ing. Peter Krüger und Dipl.-Ing. Christian Brecher sind wissenschaftliche Mitarbeiter des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen am WZL. Dipl.-Ing. Frank Remy war bis März 1997 als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen tätig; seit April ist er bei der Firma Mühlin.

häufiger bei dynamischen Betrachtungen in Form von Resonanzkurven

$$d_{xx} = \hat{x}(f)/\hat{F}_x(f) \quad (1)$$

und komplexen Ortskurven

$$d_{xx}(jf) = \frac{x(jf)}{F(jf)} = \frac{\hat{x}(f)}{\hat{F}(f)} \cdot e^{-j\varphi(f)} \quad (2)$$

Anwendung findet.

## 2.1 Statische Steifigkeit

### 2.1.1 Herkömmlicher elektromechanischer Antrieb

Bild 2 zeigt den Aufbau einer herkömmlichen Antriebsachse (Gewindespindeltrieb). Alle mechanischen Bauelemente, die im Kraftfluß liegen, beeinflussen den Steifigkeitsbetrag, wobei zwischen Reihen- und Parallelschaltung der Einzelfelder unterschieden wird.

Da in diesem Beitrag nur der Antriebseinfluß untersucht werden soll, wird die Prozeßkraft in Tischebene wirkend angenommen. Aufgrund der mangelnden Selbsthemmung des Kugelgewindetriebs sind diese Antriebe nicht rückwirkungsfrei, d. h. der Motor hat aufgrund der Kraft  $F_x$  ein Rückmoment von

$$M_{d, \text{Rück}} = F_x \cdot \frac{h}{2\pi i} \quad (3)$$

(mit  $h$  = Spindelsteigung und  $i$  = Getriebeübersetzung) aufzubringen, wenn die Reibungskräfte vernachlässigt werden.

Bei der Verwendung von indirekten Meßsystemen ist auch der integrierende Anteil des Regelsystems (zumeist im Drehzahlregler vorhanden) nicht in der Lage, die elastische Verformung zu erkennen und auszugleichen. Der Motor hält mit Hilfe des Reglers lediglich die vorgegebene Winkellage der Motorwelle bzw. der Kugelgewindespindel ein, wobei er das entsprechende Rückmoment aufzubringen hat. Die Gesamtsteifigkeit bzw. -nachgiebigkeit wird somit hauptsächlich durch die Elemente Kugelrollspindel, Mutter und Spindellagerung bestimmt. Die statische Antriebs-Gesamtnachgiebigkeit ergibt sich bei der üblichen Reihenschaltung der Einzelnachgiebigkeiten zu

$$d_{\text{ges}} = d_{\text{Mutter}} + d_{\text{Spindel}} + d_{\text{Lager}} = \frac{1}{k_{\text{Mutter}}} + \frac{1}{k_{\text{Spindel}}} + \frac{1}{k_{\text{Lager}}} \quad (4)$$

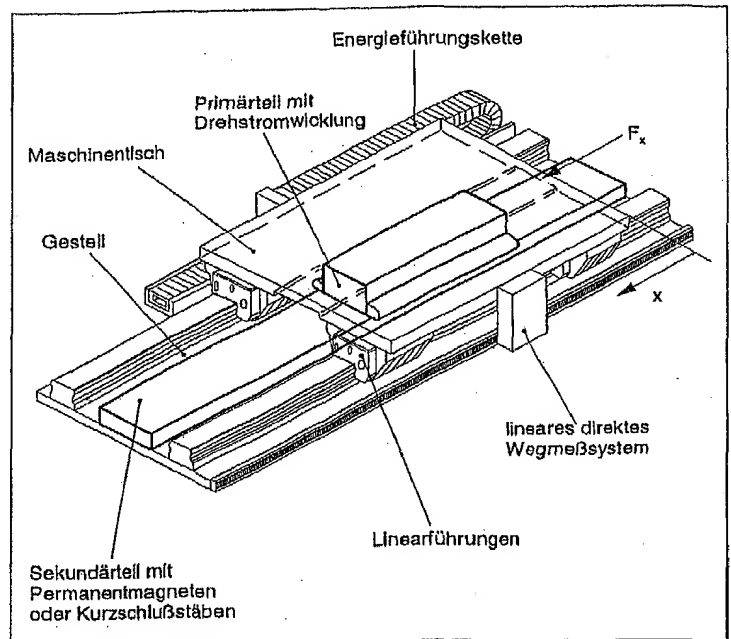
Die statische Antriebs-Gesamtsteifigkeit als Reziprokwert der Nachgiebigkeit beträgt somit

$$k_{\text{ges}} = \frac{k_{\text{Mutter}} \cdot k_{\text{Spindel}} \cdot k_{\text{Lager}}}{k_{\text{Mutter}} \cdot k_{\text{Spindel}} + k_{\text{Mutter}} \cdot k_{\text{Lager}} + k_{\text{Spindel}} \cdot k_{\text{Lager}}} \quad (5)$$

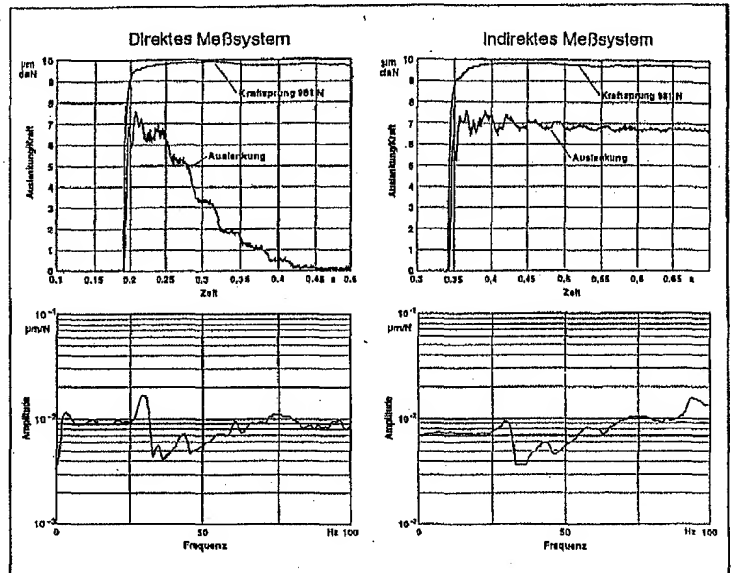
Während der konstanten Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsphase des Schlittens wird dasselbe mechanische System durch Beschleunigungs- oder Verzögerungskräfte statisch gestaucht bzw. gestreckt. Diese Verformungen können bei indirekten Meßsystemen ebenfalls nicht ausgeregelt werden und bilden sich daher in der beschriebenen Weise vollständig auf der Werkstückoberfläche ab. Bei der Verwendung eines linearen direkten Wegmeßsystems wird die statische elastische Verformung durch den Regler mit I-Anteil komplett ausgeregelt, so daß die nach außen wirksame statische Steifigkeit des Antriebs trotz elastischer Strukturverformungen den Wert  $\infty$  annimmt.

### 2.1.2 Linearer Direktantrieb

Der Unterschied zwischen elektrischen linearen Direktantrieben (Bild 3) und Kugelrollspindeltrieben besteht darin, daß hier die mechanischen Antriebskomponenten im Kraftfluß völlig fehlen und auch nur direkte Wegmeßsysteme zur Anwendung kommen können. Daraus folgt, daß die statische Steifigkeit allein durch die Krafterzeugung in Verbindung mit der Regelung des Motors bestimmt wird. Der I-Anteil des Reglers sorgt dafür, daß der Schlitten unter statischer äußerer Belastung exakt die vorgegebene Sollposition einnimmt. D. h., seine statische Steifigkeit ist – wie auch bei den elektromechanischen Antrieben mit direktem Wegmeßsystem –



3: Linearer Direktantrieb



4: Gemessene Sprungantworten sowie Störfrequenzgänge einer Achse mit Kugelgewindetrieb und direkter bzw. indirekter Lagemessung

unendlich, solange die äußeren Kräfte die Maximalkraft des Motors nicht überschreiten.

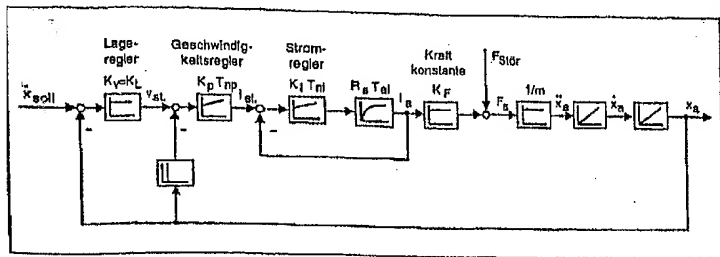
## 2.2 Dynamische Steifigkeit bzw. Nachgiebigkeit

Unter dynamischer Steifigkeit versteht man den elastischen Verformungswiderstand einer Struktur gegenüber einer äußeren dynamischen Kraft [7]. In der Praxis wird der reziproke Wert, die dynamische Nachgiebigkeit, angewendet. Aufgrund der Frequenzabhängigkeit dieser Größe kann nicht ein einziger Kennwert verwendet werden, vielmehr bestimmt eine Funktion (Kursenverlauf) das dynamische Verhalten über der Frequenz. Der Nachgiebigkeitsfrequenzgang bzw. die Nachgiebigkeitsortskurve sind bei linearem Systemverhalten aussagefähige Darstellungsformen für diese Kenngröße.

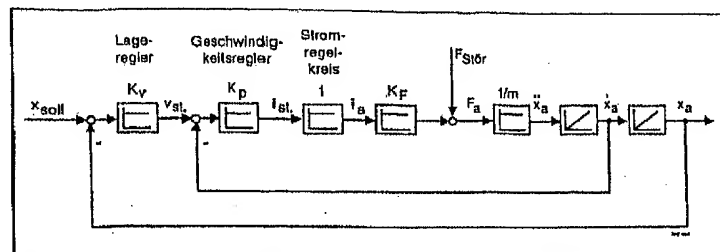
### 2.2.1 Herkömmlicher elektromechanischer Antrieb

Bei konventionellen Antrieben (Spindeltrieben) sind – wie auch schon bezüglich der statischen Belastung dargelegt – mehrere Einflüsse zu berücksichtigen:

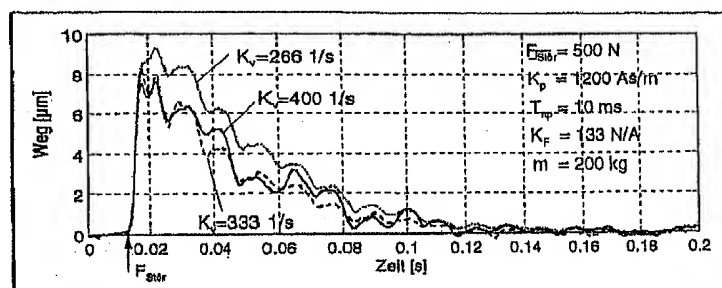
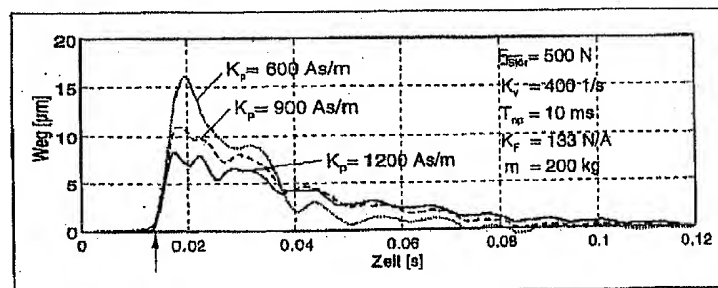
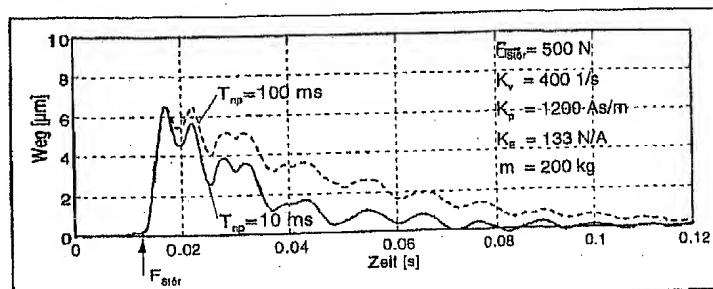
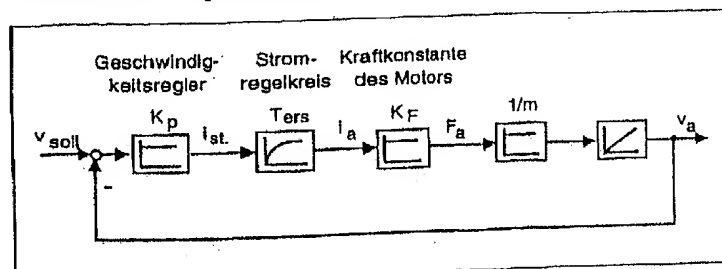
- das rein mechanische Schwingungssystem, bestehend aus Tisch- und Werkstückmasse, Federn, Mutter, Spindel und Lager, sowie die Dämpfung, die vornehmlich durch die Reibungskräfte der Führungen bestimmt wird;



5: Regelkreis eines Linearmotors



6: Vereinfachtes Blockschaltbild eines Linearmotors


 7: Positionsauslenkung auf Störsprung bei Variation von  $K_v$ 

 8: Positionsauslenkung auf Störsprung bei Variation von  $K_p$ 

 9: Positionsauslenkung auf Störsprung bei Variation von  $T_{np}$ 


10: Geschwindigkeitsregelkreis eines Linearmotors

$$G(j\omega)_{\text{Mechanik}} = \frac{X(j\omega)}{F_x(j\omega)} = \frac{1}{k_{\text{ges}}} \cdot \frac{1}{1 + 2 \cdot D \cdot \frac{j\omega}{\omega_0} + \left(\frac{j\omega}{\omega_0}\right)^2} \quad (6)$$

mit

$$D = \frac{c}{2 \cdot m \cdot \omega_0} \quad (6a)$$

und

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_{\text{ges}}}{m}} \quad (6b)$$

• die Regeldynamik des Antriebs als Reaktion auf Störgrößen, hier der Prozeßlast

$$G(j\omega)_{\text{Antrieb}} = \frac{X(j\omega)}{F_x(j\omega)} \cdot e^{-j\omega t} \quad (7)$$

Bei kleinen Maschinen liegen die Eigenfrequenzen der Mechanik aufgrund der relativ geringen Massen bei großen Spindelsteifigkeiten in der Regel höher als diejenigen des Antriebsregelkreises. Daher kann der Antrieb Schwingungen der Mechanik nicht oder nur in geringem Maße anregen. Die Bandbreite der Maschinenachse wird also primär durch die Regeldynamik des Antriebsstrangs begrenzt. Liegen die Kennkreisfrequenzen der Mechanik und des Antriebs dicht nebeneinander, sinkt die Dämpfung der Achse ab, da sich die Resonanzstellen der beiden Systeme überlagern.

Bei großen Maschinen begrenzt im wesentlichen die Steifigkeit der Mechanik die Bandbreite der Achse, da große Massen beschleunigt werden müssen und der Schlitten einen schwingungsfähigen Aufbau bewegt, z. B. bei Portalfräsmaschinen. Für den Antriebsstrang ergibt sich dann jedoch prinzipiell die Möglichkeit, auftretende Schwingungen aktiv zu dämpfen bzw. durch eine geeignete Geschwindigkeitsführung zu unterdrücken.

Die mechanischen Eigenschwingungen sowie die durch Störungen angeregten Schwingungen werden bei Verwendung von indirekten Meßsystemen nicht erfaßt. Sie können daher auch mit hochdynamischen Reglern nicht kompensiert werden. Bei direkten Meßsystemen sind die Einflüsse beider Systeme gekoppelt und daher bei schwach gedämpften und nachgiebigen mechanischen Komponenten nur mit hohem regelungstechnischem Aufwand zu stabilisieren. Zur aktiven Dämpfung von mechanischen Schwingungen müssen hierzu komplexe Regelungsstrukturen wie die Zustandsregelung eingesetzt werden.

Bild 4 zeigt die gemessene Reaktion einer Antriebsachse mit Kugelgewindetrieb und einem direkten bzw. einem indirekten Wegmeßsystem auf einen Störkraftsprung im Vergleich. Der Störkraftsprung wurde durch Abschneiden eines Gewichtes von 100 kg erzeugt, er beträgt somit 981 N. Der Lageregler ist mit  $K_v = 50 \text{ s}^{-1}$  parametrisiert, der Drehzahlregler mit  $K_p = 1,5 \text{ Nm/s/rad}$  und  $T_{np} = 12 \text{ ms}$ . Die oberen beiden Diagramme zeigen, daß ein Störkraftsprung bei einem direkten Wegmeßsystem nach etwa 0,2 s ausgeregelt wird, während die elastische Verformung der mechanischen Übertragungselemente bei einem indirekten Meßsystem nicht erfaßt wird und somit als Abweichung in Höhe von 7 µm erhalten bleibt.

Bei Systemen mit indirektem Wegmeßsystem sind die Rückwirkungen des mechanischen Schwingungssystems, bestehend aus Tischmasse, Spindel und Lagern (wirken als Feder), auf den Lageregelkreis nur gering. Daraus resultiert ein robusteres Störverhalten des Antriebs.

Bei Verwendung eines direkten Meßsystems versucht der Lageregler, die statischen Verformungen sowie die niederfrequenten mechanischen Schwingungen, die er meßtechnisch als Abweichung feststellt, zu kompensieren. Aufgrund seiner geringen Bandbreite kann der Antriebsstrang die mechanischen Eigenschwingungen von 30 Hz jedoch nicht voll ausregeln, sondern läßt diese sogar noch an. Das Ergebnis ist eine größere Resonanzüberhöhung bzw. ein instabileres Störverhalten, was nur durch eine Reduzierung der Reglerverstärkung und damit der Reaktionsfähigkeit kompensiert werden kann.

## 2.2.2 Elektrischer linearer Direktantrieb

Wie bei der Betrachtung der statischen Antriebsseigenschaften von elektrischen linearen Direktantrieben (siehe Abschnitt 2.1.2) wird

auch die dynamische Nachgiebigkeit bezogen auf die Prozeßstörkraft oder Beschleunigungsvorgänge allein durch die regelungstechnischen Eigenschaften des Antriebssystems bestimmt. Äußere Kräfte wirken direkt auf den Motor und werden nicht mehr durch eine Kugelrollspindel oder ein Getriebe untersezt. Lediglich die Tischmasse (einschließlich der Motormasse) wirkt sich mit zunehmender Anregungsfrequenz der Störkraft auf die Schwingungsamplituden reduzierend aus.

Der in Bild 5 dargestellte Regelkreis des linearen Direktantriebs entspricht dem eines rotatorischen Servoantriebs, bestehend aus einer Kaskadenregelung mit Strom-, Drehzahl- und Lageregelung. Die Geschwindigkeit des Antriebs wird aus dem Signal des direkten Wegmeßsystems abgeleitet. Eingesetzt werden hier Inkrementalmaßstäbe, d. h. direkte Wegmeßsysteme. Im Gegensatz zum elektromechanischen Antrieb beeinträchtigen nicht mehr die Resonanzstellen der mechanischen Übertragungselemente die Regelkreise (speziell Geschwindigkeits- und Lageregelkreis), sondern es wirken sich hauptsächlich die Eigenschaften des elektrischen Systems, wie Abtast- und Totzeiten innerhalb des Regelkreises sowie die Stromanstiegszeit des Motors, begrenzend aus [2].

### 2.2.3 Einflüsse des Lage- und des Geschwindigkeitsregelkreises

Wie das Blockschaltbild in Bild 5 zeigt, wird das Störverhalten des linearen Direktantriebs bei idealem Verhalten des Stromregelkreises über die Reglerparameter des Geschwindigkeitsreglers (Verstärkung  $K_v$  und Nachstellzeit  $T_{np}$ ) und die Verstärkung des Lagereglers ( $K_L$ ) bestimmt. Der Verstärkungsfaktor des Lagereglers ist beim linearen Direktantrieb aufgrund der im Vergleich zu elektromechanischen Antrieben fehlenden Übersetzung der Geschwindigkeitsverstärkung  $K_v$  gleichzusetzen. Sie ist die wichtigste lineare und für das Verhalten des Lageregelkreises maßgebliche Kenngröße und gibt das Verhältnis von Istgeschwindigkeit zu Lageabweichung im eingeschwungenen Zustand an [6].

Während die Laststeifigkeit des linearen Direktantriebs im höherfrequenten Bereich primär über die Verstärkungen der beiden Regler festgelegt wird, wirkt sich der integrierende Anteil des Geschwindigkeitsreglers auf die stationäre Genauigkeit aus. Zu beachten ist dabei, daß die beiden Reglerverstärkungen, wie in [3] beschrieben, nicht unabhängig voneinander verändert werden können. Dies kann mit dem in Bild 6 dargestellten Blockdiagramm verdeutlicht werden. Das Verhalten des Stromregelkreises ist hier als ideal angenommen und der integrierende Anteil des Drehzahlreglers vernachlässigt worden. Der Führungsfrequenzgang des Lageregelkreises berechnet sich für diesen Regelkreis gemäß:

$$G_{x, \text{Regel}}(j\omega) = \frac{X_n(j\omega)}{X_{\text{sol}}(j\omega)} = \frac{1}{1 + \frac{1}{K_v}(j\omega) + \frac{m}{K_v K_p K_F}(j\omega)^2} \quad (8)$$

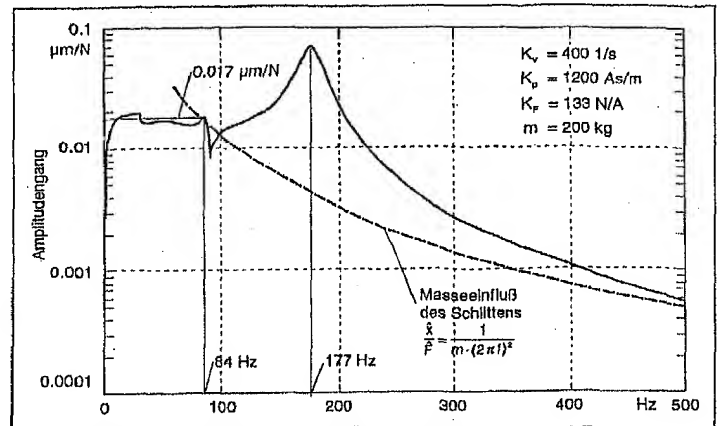
Er beschreibt das Verhalten eines Systems zweiter Ordnung. Durch Koeffizientenvergleich ergeben sich die Eigenfrequenz  $\omega_{0, \text{Regel}}$  und die Dämpfung  $D_{\text{Regel}}$  des lagegeregelten Antriebs zu:

$$\omega_{0, \text{Regel}} = \sqrt{\frac{K_v K_p K_F}{m}} \quad (9)$$

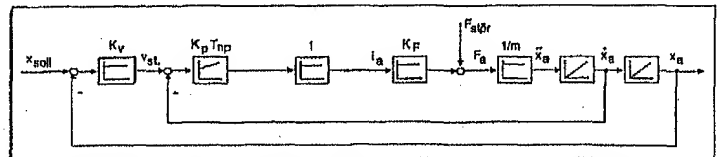
$$D_{\text{Regel}} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{K_p K_F}{K_v m}} \quad (10)$$

Aus den Gleichungen 9 und 10 wird ersichtlich, daß eine Erhöhung der Eigenkreisfrequenz  $\omega_{0, \text{Regel}}$  des Antriebs durch die Geschwindigkeitsverstärkung  $K_v$  sinnvollerweise nur durch ein gleichzeitiges Anpassen der Verstärkung des Geschwindigkeitsreglers  $K_p$  erfolgen kann, da eine alleinige Erhöhung von  $K_v$  eine Verringerung des Dämpfungsgrads  $D_{\text{Regel}}$  mit sich zieht. Dies kann theoretisch durch Erhöhen von  $K_p$  ausgeglichen werden. Dem sind jedoch Grenzen gesetzt, wie noch aufgezeigt wird.

Der Einfluß, den die unterschiedlichen Reglerfaktoren auf die dynamische Laststeifigkeit besitzen, wird anhand der nachfolgenden Messungen an einem Linearmotor erläutert. Es wird jeweils das Verhalten der Motorposition infolge eines äußeren Kraftsprungs von  $F_{\text{Stör}} = 500 \text{ N}$  bei Variation der Reglerfaktoren des Drehzahl- und Lagereglers  $K_v$  und  $K_p$  betrachtet. In Bild 7 ist die Auslenkung des

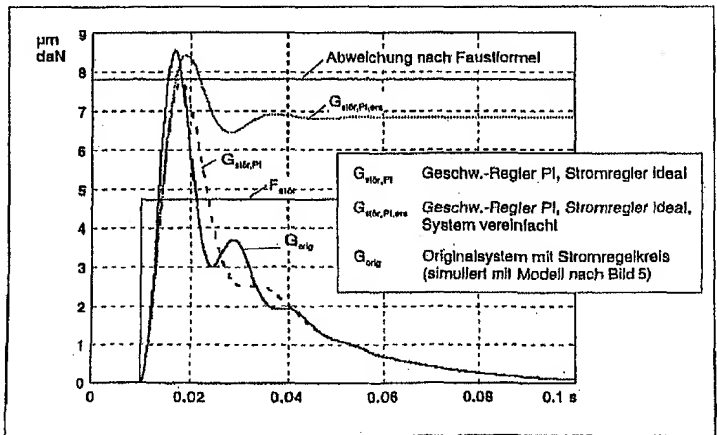
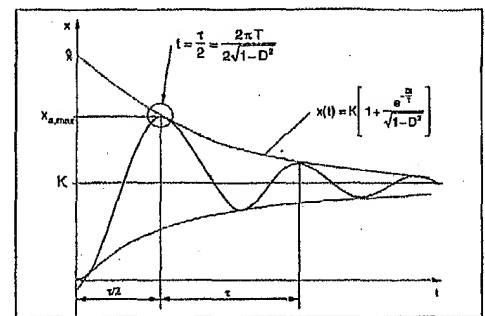


11: Nachgiebigkeitsfrequenzgang eines linearen Direktantriebs



12: Regelkreis eines linearen Direktantriebs mit idealem Stromregelkreis und PI-Geschwindigkeitsregler

13: Sprungantwort eines PT<sub>2</sub>-Glieds



14: Simulierter Signalverlauf bei einer Tischmasse von 500 kg

Tisches bei unterschiedlichen Werten der Verstärkung des Lagereglers dargestellt. Es wird deutlich, daß eine Erhöhung des  $K_v$ -Faktors mit einer Verringerung der maximalen dynamischen Positionsauslenkung einhergeht. Einen wesentlich stärkeren Effekt weist jedoch der Verstärkungsfaktor des Geschwindigkeitsreglers  $K_p$  auf, wie Bild 8 belegt. Die den Signalverläufen überlagerten Schwingungen sind auf die hohen Parametereinstellungen des Geschwindigkeitsreglers zurückzuführen, die für die Realisierung einer möglichst hohen Steifigkeit nahe am Stabilitätsrand des Systems liegen.

Der Einfluß beider Faktoren auf die Ausregelzeit der Auslenkung ist relativ gering. Diese wird entscheidend von der Nachstellzeit des Drehzahlreglers geprägt, da der hierdurch beeinflusste integrierende Anteil für das Ausregeln von stationären Fehlern verantwortlich ist (Bild 9).

Versuch	variiert Parameter	gemessene Abweichung [ $\mu\text{m}$ ]	grobe Abschätzung der Abweichung [ $\mu\text{m}$ ] nach Abschnitt 3.3.1	verbesserte Abschätzung der Abweichung [ $\mu\text{m}$ ] nach Abschnitt 3.3.2
1: Bild 7	$K_v = 266$	9	11,6	10,0
2: Bild 7	$K_v = 333$	8	9,2	8,5
3: Bild 7	$K_v = 400$	7,5	7,7	7,4
4: Bild 8	$K_p = 600$	16	15,4	16,6
5: Bild 8	$K_p = 900$	11	10,2	10,3
6: Bild 8	$K_p = 1200$	8	7,7	7,4

Tabelle 1: Berechnete und gemessene Abweichungen auf einen Störkraftsprung

## 2.2.4 Einfluß des Stromregelkreises

Die in den Gleichungen 8 bis 10 dargestellten Zusammenhänge gelten unter der Annahme eines idealen Stromregelkreises. Die maximal möglichen Reglerverstärkungen sind jedoch maßgeblich von der Bandbreite des Stromregelkreises abhängig. Dies kann anhand der nachfolgenden Überlegung verdeutlicht werden. In Bild 10 ist der Geschwindigkeitsregelkreis dargestellt. Das Verhalten des Stromregelkreises ist mit einem Verzögerungsglied erster Ordnung angenähert, dessen Ersatzzeitkonstante  $T_{\text{ers}}$  ein Maß für die Bandbreite  $\omega_b$  ist. Bei einem Pt<sub>1</sub>-Element mit Verstärkung  $K = 1$  ist die Bandbreite gleich seiner Eckfrequenz [5]. Somit ergibt sich:

$$\omega_b = \frac{1}{T_{\text{ers}}} \quad (11)$$

Der Führungsfrequenzgang des Geschwindigkeitsregelkreises ergibt sich zu:

$$G_v(j\omega) = \frac{V_a(j\omega)}{V_{\text{soll}}(j\omega)} = \frac{1}{1 + \frac{m}{K_p K_F}(j\omega) + \frac{m T_{\text{ers}}}{K_p K_F}(j\omega)^2} \quad (12)$$

Es handelt sich um ein schwingungsfähiges System zweiter Ordnung mit der Eigenfrequenz

$$\omega_{0,v} = \sqrt{\frac{K_p K_F}{m T_{\text{ers}}}} = \sqrt{\frac{K_p K_F \omega_b}{m}} \quad (13)$$

und der Dämpfung

$$D_v = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{m}{K_p K_F T_{\text{ers}}}} = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{m \omega_b}{K_p K_F}} \quad (14)$$

Aus den Gleichungen 13 und 14 wird in Verbindung mit Gleichung 16 ersichtlich, daß die Bandbreite des Stromregelkreises  $\omega_b$  sowohl die Eigenfrequenz  $\omega_{0,v}$  als auch die Dämpfung  $D_v$  des Geschwindigkeitsregelkreises begrenzt. Bei einem idealen Stromregelkreis, d. h.  $\omega_b \rightarrow \infty$  bzw.  $T_{\text{ers}} \rightarrow 0$ , kann theoretisch der Einfluß der Masse auf den Regelkreis über die Verstärkung des Geschwindigkeitsreglers  $K_p$  kompensiert werden, da der Regelkreis dann kein schwingungsfähiges Verhalten aufweist. Dies kann aus Gleichung 12 abgeleitet werden, wie Gleichung 15 zeigt. In der Realität sind hier jedoch Grenzen gesetzt, da eine Erhöhung von  $K_p$  eine Reduzierung der Dämpfung bewirkt.

$$G_v(j\omega) = \frac{V_a(j\omega)}{V_{\text{soll}}(j\omega)} = \frac{1}{1 + \frac{m}{K_p K_F}(j\omega)} \quad (15)$$

Die Dynamik des Motors und damit seine Reaktionsfähigkeit auf externe Störungen wird in großem Maße durch seine Stromanstiegsgeschwindigkeit geprägt. Diese ist unter Berücksichtigung des induktiven Verhaltens des Motors von der Ankerspannung und der Motorinduktivität  $L_a$  abhängig. Bei reinen Beschleunigungsvorgängen ergibt sich unter Vernachlässigung der Spannung am Motorwiderstand und der Motorgegenspannung die Stromanstiegsgeschwindigkeit zu

$$\frac{di}{dt} = \frac{U_a}{L_a} \quad (16)$$

Die maximal mögliche Ankerspannung wird bei den zur Ansteuerung von Servomotoren eingesetzten getakteten Pulsrichtern durch die maximale Zwischenkreisspannung des Umrichters bestimmt. Hieraus ergibt sich, daß als wichtige Voraussetzung für eine hohe Stromanstiegsgeschwindigkeit einerseits die Motorinduktivität möglichst gering und andererseits die Zwischenkreisspannung des Umrichters möglichst hoch sein muß.

Masse [kg]	Simulation [ $\mu\text{m}$ ] Originalsystem mit Stromregelkreis	Berechnung nach verbesserter Abschätzung [ $\mu\text{m}$ ]	Dämpfung
150	8,0	7,21	0,77
300	8,3	8,05	0,54
500	8,5	8,75	0,43
1000	9,0	9,7	0,30
1500	9,2	10,2	0,24
2000	9,4	10,6	0,21

Tabelle 2: Berechnete und simulierte Abweichungen in Abhängigkeit von der Masse

## 3 Ermittlung eines äquivalenten dynamischen Steifigkeitskennwerts bei linearen Direktantrieben

### 3.1 Messung mit Hilfe eines Kraftsprungs

Die dynamische Laststeifigkeit wird im allgemeinen in Form des reziproken Verlaufs der dynamischen Nachgiebigkeit als Frequenzgang oder Ortskurve beschrieben. Einen sehr guten Überblick über das dynamische Nachgiebigkeitsverhalten im Zeitbereich ist versuchstechnisch durch die beschriebene sprungförmige Störkraftänderung gegeben. Ein Kraftsprung mit steiler Flanke läßt sich durch das Durchschneiden eines am Tisch befestigten Fadens (Drahts) erzeugen, an dem über Umlenkrollen ein Gewicht  $F_{\text{stör}}$  zieht. Die Steifigkeit  $k_{\text{dyn}}$  bzw. Nachgiebigkeit  $d_{\text{dyn}}$  des linearen Direktantriebs kann über die maximale Auslenkung  $x_{a,\text{max}}$  abgeschätzt werden, die sich aufgrund der durch den Kraftsprung verursachten Bewegung des Tisches ergibt:

$$k_{\text{dyn}} = \frac{F_{\text{stör}}}{x_{a,\text{max}}} \quad (17)$$

und

$$d_{\text{dyn}} = \frac{1}{k_{\text{dyn}}} = \frac{x_{a,\text{max}}}{F_{\text{stör}}} \quad (18)$$

Die eingestellten Parameter des Linearmotors waren bei der durchgezogenen Kurve in Bild 7 beispielsweise:  $K_F = 133 \text{ N/A}$ ,  $K_p = 1200 \text{ As/m}$  und  $K_v = 400 \text{ s}^{-1}$ . Der Kraftsprung wurde mit  $F_{\text{stör}} = 500 \text{ N}$  aufgebracht. Die maximale Auslenkung beträgt in diesem Fall ca.  $8 \mu\text{m}$ .

### 3.2 Evaluierung über den Nachgiebigkeitsfrequenzgang

Im folgenden wird der Nachgiebigkeitsfrequenzgang des elektrischen linearen Direktantriebs für die oben genannten Reglereinstellungen betrachtet (Bild 11). Aus dem Diagramm geht hervor, daß die Bandbreite des Lageregelkreises bei etwa  $84 \text{ Hz}$  liegt. Die Resonanzfrequenz des Systems kann bei etwa  $177 \text{ Hz}$  abgelesen werden. Innerhalb der Bandbreite des Lageregelkreises liegt die Steifigkeit des Gesamtsystems bei etwa  $60 \text{ N}/\mu\text{m}$ . Dies stimmt sehr gut mit den simulierten und gemessenen Ergebnissen der Sprungversuche überein. Die gestrichelte Linie skizziert die Begrenzung der Nachgiebigkeit bei hohen Frequenzen durch die Masse, die sich nach Gleichung 19 berechnet. Es wird deutlich, daß sich die Masse mit zunehmender Anregungsfrequenz der Störkraft reduzierend auf die Schwingungsamplituden auswirkt, wie bereits in Abschnitt 2.2.2 erläutert.

$$\hat{F} = m \cdot \hat{x} \cdot \omega^2 \Rightarrow \frac{\hat{x}}{\hat{F}} = \frac{1}{m \cdot \omega^2} = \frac{1}{m \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^2} \quad (19)$$

### 3.3 Berechnung der dynamischen Steifigkeit anhand der Reglerparameter

Neben den Möglichkeiten der meßtechnischen Ermittlung der dynamischen Steifigkeit sollen im folgenden zwei Wege beschrieben werden, die die rechnerische Abschätzung der Steifigkeit mit Hilfe der Reglerparameter und der Masse zulassen. Zunächst soll eine Faustformel hergeleitet werden, die auf der Vernachlässigung des I-Anteils des Geschwindigkeitsreglers und der Idealisierung des Stromregelkreises beruht. Hierdurch ergibt sich ein Systemverhalten zweiter Ordnung ( $G_{\text{stör},1}$ ), dessen Endabweichung ein Maß für die Steifigkeit des Originalsystems darstellt. Als zweite Möglichkeit wird eine verbesserte Methode beschrieben, bei der der I-Anteil und die Masse des Schlittens berücksichtigt werden. Der Stromregelkreis wird auch hier als ideal angenommen. Es ergibt sich



zunächst ein System dritter Ordnung ( $G_{\text{stör,PI}}$ ), das zu einem Ersatzsystem zweiter Ordnung vereinfacht wird ( $G_{\text{stör,PI,ers}}$ ). Mit Hilfe dessen maximaler Schwingungsamplitude wird die Steifigkeit des Originalsystems bestimmt. Im Anschluß daran werden die beiden Verfahren bewertet und hinsichtlich ihrer Fähigkeit miteinander verglichen.

### 3.3.1 Faustformel zur groben Abschätzung der dynamischen Steifigkeit

Die maximale Auslenkung eines Linearantriebs als Reaktion auf eine Störkraft entspricht näherungsweise dem stationären Fehler, der sich bei Einsatz eines einfachen P-Reglers im Geschwindigkeitsregelkreis einstellt, da der I-Anteil bei hohen Anregungsfrequenzen nicht wirksam ist. Dieser Fehler läßt sich vereinfacht mit Hilfe des Führungsfrequenzgangs des in Bild 6 dargestellten Lageregelkreises bestimmen:

$$G_{\text{stör,P}}(j\omega) = \frac{X_a(j\omega)}{F_{\text{stör}}(j\omega)} = \frac{\frac{1}{K_v K_p K_F}}{1 + \frac{1}{K_v(j\omega)} + \frac{m}{K_p K_p K_F}(j\omega)^2} \quad (20)$$

Gemäß dem Endwertsatz der Laplace-Transformation läßt sich die bleibende Auslenkung des P-geregelten Systems, die der maximalen Auslenkung in diesem Fall gemäß Gleichung 17 entspricht, wie folgt berechnen:

$$x_{a,\max} = \lim_{j\omega \rightarrow 0} G_{\text{stör}}(j\omega) \cdot F_{\text{stör}} = \frac{1}{K_v K_p K_F} \cdot F_{\text{stör}} \quad (21)$$

Somit ergibt sich die dynamische Ersatzsteifigkeit zu

$$k_{\text{dyn}} = \frac{F_{\text{stör}}}{x_{a,\max}} = K_v K_p K_F \quad (22)$$

Die hiermit berechneten Ergebnisse sind zwar nur Näherungswerte, da der Masseinfluß unberücksichtigt bleibt, sie stimmen aber mit den durchgeführten Messungen recht gut überein. Für die genannten Reglerparameter ( $K_F = 133 \text{ N/A}$ ,  $K_p = 1200 \text{ As/m}$ ,  $K_v = 400 \text{ s}^{-1}$ ) errechnet sich mit Gleichung 21 eine maximale Auslenkung von  $x_{a,\max} = 7,8 \mu\text{m}$  bei einem Kraftsprung von  $F_{\text{stör}} = 500 \text{ N}$ . Dieses Ergebnis entspricht einer Steifigkeit von  $64 \text{ N}/\mu\text{m}$  und korreliert sehr gut mit der maximalen Auslenkung des Versuchs, wie er in Abschnitt 3.1 beschrieben wurde.

Mit Hilfe der hier hergeleiteten Formel kann eine grobe Abschätzung der Störsteifigkeit vorgenommen werden. Hierbei wird die bleibende Abweichung zugrunde gelegt, die sich ergibt, wenn der I-Anteil des Geschwindigkeitsreglers vernachlässigt, das Übertragungsverhalten des Stromreglers als ideal angenommen und der Einfluß der Masse über die Einstellung des Verstärkungsfaktors des Geschwindigkeitsreglers kompensiert werden. Insbesondere die Vernachlässigung des I-Anteils des Geschwindigkeitsreglers führt jedoch zu einem Fehler, da er im Bereich der betrachteten Frequenzen (30–80 Hz) noch einen Einfluß hat.

### 3.3.2 Verbesserte Abschätzung der dynamischen Steifigkeit

Eine genauere Bestimmung der dynamischen Störsteifigkeit läßt sich also vornehmen, wenn der Geschwindigkeitsregelkreis mit PI-Regler in die Betrachtungen mit einbezogen wird. Der Stromregelkreis wird weiterhin als ideal betrachtet. Es ergibt sich das in Bild 12 dargestellte Modell. Der Störfrequenzgang dieses Systems ergibt sich zu

$$G_{\text{stör,PI}}(j\omega) = \frac{X_a(j\omega)}{F_{\text{stör}}(j\omega)} = \frac{j\omega}{m(j\omega)^3 + K_p K_F(j\omega)^2 + K_p K_F \left( \frac{1}{T_{\text{np}}} + K_v \right) j\omega + \frac{K_p K_F K_v}{T_{\text{np}}}} \quad (23)$$

Dieser Frequenzgang entzieht sich einer direkten Berechnung, da es sich um ein Verzögerungsglied dritter Ordnung handelt. Ziel ist daher, ein Ersatzsystem zweiter Ordnung zu finden, dessen dynamische Steifigkeit der des Systems dritter Ordnung entspricht. Ein solches System ist durch seine Dämpfung und Eigenfrequenz gekennzeichnet. Um das Ersatzsystem zu bestimmen, wird der Störfrequenzgang zunächst umgeformt. Es ergibt sich im wesentlichen die Form eines  $PT_2$ -Gliedes, erweitert um einen Term im Nenner:

$$G_{\text{stör,PI}}(j\omega) = \frac{1}{m(j\omega)^2 + K_p K_F(j\omega) + K_p K_F \left( \frac{1}{T_{\text{np}}} + K_v + \frac{K_v}{T_{\text{np}} j\omega} \right)} \quad (24)$$

Im folgenden wird davon ausgegangen, daß der letzte Nennerterm ( $K_v/(T_{\text{np}} j\omega)$ ) für die weiteren Betrachtungen vernachlässigt werden kann, da er im zu betrachtenden Frequenzbereich bereits gegenüber den anderen Termen klein wird. Es bleibt jedoch festzuhalten, daß diese Abschätzung bei kleinen Frequenzen einen Fehler erzeugt. Da Linearantriebe im allgemeinen so ausgelegt werden, daß sich Eigenfrequenzen von mehr als 50 Hz ergeben, kann dieser Fehler in der Praxis vernachlässigt werden. Der Störfrequenzgang des Ersatzsystems ergibt sich also zu

$$G_{\text{stör,PI,ers}}(j\omega) = \frac{1}{m(j\omega)^2 + K_p K_F(j\omega) + K_p K_F \left( \frac{1}{T_{\text{np}}} + K_v \right)} \quad (25)$$

Somit ergeben sich Eigenfrequenz, Dämpfung und Verstärkung zu

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K_p K_F (1 + K_v T_{\text{np}})}{m T_{\text{np}}}} \quad (26)$$

$$D = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{K_p K_F T_{\text{np}}}{m(1 + K_v T_{\text{np}})}} \quad (27)$$

$$K = \frac{T_p}{K_p K_F (1 + K_v T_p)} \quad (28)$$

Damit sind die Kenngrößen für das Ersatzsystem bestimmt. Zur Berechnung der maximalen Abweichung wird die Abklingkurve des Ersatzsystems herangezogen. Allgemein gelten die folgenden Zusammenhänge: Die Systemschwingung (Bild 13) ergibt sich aus einer exponentiell abklingenden Kurve, die von einer sinusförmigen Schwingung überlagert wird. Die maximale Abweichung des Systems ergibt sich für den Maximalwert der ersten Auslenkungsamplitude. Dieser wird in guter Näherung nach einer halben Schwingungsdauer erreicht, läßt sich also für den Zeitpunkt

$$t = \frac{\tau}{2} = \frac{2\pi T}{2\sqrt{1-D^2}} \Rightarrow \frac{t}{T} = \frac{\pi}{\sqrt{1-D^2}} \quad (29)$$

berechnen. Eingesetzt in die Gleichung für die Einhüllende

$$x(t) = K \left( 1 + \frac{e^{-D \frac{t}{T}}}{\sqrt{1-D^2}} \right) \quad (30)$$

ergibt sich somit für die maximale Auslenkung des Systems, bezogen auf die angreifende Störkraft

$$\frac{x_{a,\max}}{F_{\text{stör}}} = K \left( 1 + \frac{e^{-D \frac{\pi}{\sqrt{1-D^2}}}}{\sqrt{1-D^2}} \right) \quad (31)$$

mit

$$D = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{K_p K_F T_{\text{np}}}{m(1 + K_v T_{\text{np}})}} \quad (32)$$

und

$$K = \frac{T_{\text{np}}}{K_p K_F (1 + K_v T_{\text{np}})} \quad (33)$$

Mit den Gleichungen 31, 32 und 33 kann die Nachgiebigkeit des Gesamtsystems relativ genau abgeschätzt werden. Die Berechnungen basieren auf zwei Prämissen:

1. Der Stromregelkreis kann als ideal angenommen werden. Diese Voraussetzung ist bei einer guten Einstellung des Stromreglers zulässig, da die Bandbreite des Stromregelkreises mit etwa 900 Hz groß genug ist.
2. Die Eigenfrequenzen des betrachteten Systems sind hoch (größer als 50 Hz). Hiervon kann bei Direktantrieben ausgegangen werden.

### 3.3.3 Gegenüberstellung der Ergebnisse

Zur Überprüfung der Formeln werden im folgenden die Ergebnisse der Rechnung mit Versuchsergebnissen bzw. Simulationen verglichen. Hierbei werden zunächst die Reglerparameter variiert, um die Konsistenz der Ergebnisse bei verschiedenen Einstellungen zu überprüfen. Des weiteren erfolgt eine Simulation mit Variation der Tischmasse, um den Einfluß der Masse auf das Verhalten der Achse zu untersuchen.

#### 3.3.3.1 Variation der Reglerparameter

Die Berechnung ergibt bei Variation der Reglerparameter die in **Tabelle 1** dargestellten Ergebnisse für die Abweichung in  $\mu\text{m}$  (Störkraft  $50 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2$ ). Bei den Versuchsergebnissen ist zu beachten, daß die Versuche 3 und 6 mit denselben Reglerparametern durchgeführt worden sind. Hieran läßt sich eine gewisse Streubreite der Versuche erkennen.

Es zeigt sich, daß die Störsteifigkeit durch die grobe Abschätzung in guter Näherung berechnet werden kann. Aufgrund ihrer Handlichkeit wird die Formel in der Praxis sicherlich eine weite Verbreitung finden. Die Werte der verbesserten Abschätzung liegen in einem weiten Parameterbereich nahe an den Versuchsergebnissen. Dies eröffnet neue Perspektiven für den Einsatz in der Auslegung von Reglern, beispielsweise die direkte Auslegung der Reglerparameter hinsichtlich einer hohen Steifigkeit. Die verbleibenden Abweichungen können auf die Schwingungen des Systems zurückgeführt werden. Diese haben ihren Ursprung im Stromregelkreis, der in der Rechnung nicht erfaßt wurde. Bei einer besseren Einstellung des Stromreglers ist zu erwarten, daß die Abweichungen zwischen Theorie und Praxis geringer werden.

#### 3.3.3.2 Variation der Masse

Für eine Variation der Masse liegen keine Versuchsergebnisse vor. Daher wurden die Vergleichswerte mit einer Simulation ermittelt, wobei der Stromregelkreis berücksichtigt wurde. Es wurden die gleichen Reglereinstellungen verwendet wie für die vorherigen Messungen.

Bei Variation der Tischmasse ergeben sich die in der **Tabelle 2** dargestellten Ergebnisse. Zusätzlich ist die Dämpfung des Systems dargestellt, wie sie sich aus den Rechnungen bezüglich des  $PT_2$ -Glieds ergibt. Es wird deutlich, daß das Störverhalten von der Masse abhängig ist. Die Differenz zwischen der minimalen (bei  $150 \text{ kg}$ ) und der maximalen Abweichung (bei  $2000 \text{ kg}$ ) entspricht einem Unterschied von  $16\%$ . Hierbei wirken sich zwei gegenläufige Einflüsse aus. Durch die Trägheit der großen Masse verringert sich die Beschleunigung, die aus dem Störkraftsprung resultiert. Andererseits verringert die Massenzunahme die Systemdämpfung (siehe **Tabelle 2**), was zu einer Zunahme der Schwingungsamplitude führt. Die Betrachtung von Massen außerhalb des Bereiches von  $150$  bis  $2000 \text{ kg}$  erscheint nicht sinnvoll, da in jedem Fall mindestens die Motoren mit ihrer Anschlußkonstruktion beschleunigt werden müssen und bei großen Massen der Einsatz von Linearmotoren nicht praxisgerecht ist.

Die Abschätzung nach der bisher bekannten Formel ergibt einen Wert von  $7,8 \mu\text{m}$ . Dieser Wert ist für die entsprechende Reglereinstellung zu niedrig gegriffen, daher wird eine zu hohe Steifigkeit berechnet. Um die Auswirkungen der Fehler, die durch die Näherung entstehen, zu verdeutlichen, werden in **Bild 14** die Signale für eine Tischmasse von  $500 \text{ kg}$  dargestellt. Die Grafik zeigt die Sprungantworten von den der verbesserten Abschätzung zugrunde liegenden Systemen. Als Referenz dient die Simulation des Originalsystems mit Stromregelkreis (**Bild 5**). Dieses Modell wurde in seinem Verhalten auf das reale System abgestimmt.

Die gestrichelte Kurve zeigt den Verlauf des Zeitsignals, der sich bei der Idealisierung des Stromregelkreises nach Gleichung 24 ergibt. Die gepunktete Linie zeigt das Verhalten des Ersatzsystems nach Gleichung 25, das sich durch die Vereinfachung des Systems dritter Ordnung einstellt. Es fällt auf, daß das Verhalten des Ersatzsystems dem des Originalsystems in bezug auf die maximale Abweichung sehr genau entspricht. Zum Vergleich wird ebenfalls der Wert dargestellt, der sich aus der Berechnung nach der Faustformel 22 ergibt. Es wird deutlich, daß sich mit der hier vorgestellten Formel die Störsteifigkeit von linearen Direktantrieben relativ genau berechnen läßt. Insbesondere werden die Einstellungen des Drehzahlreglers mit betrachtet, des weiteren geht die Masse des

Schlittens in die Berechnungen ein.

Die Masse des Schlittens hat also einen Einfluß auf die Störsteifigkeit von linearen Direktantrieben. Dieser Einfluß spielt bei herkömmlichen Werkzeugmaschinen keine große Rolle, da sich im normalen Betrieb die von einer Achse bewegte Masse nicht signifikant ändert. Die Masse kann durch die Einstellung des Reglerparameters  $K_p$  kompensiert werden. Die Motorkonstante  $K_F$  kann hierfür nicht verwendet werden, da ihre Änderung eine Neukonstruktion des Motors voraussetzen würde [4].

Bei Maschinen mit neuen Kinematiken (Koppelkinematik oder Stabkinematik) darf dieser Faktor jedoch keinesfalls vernachlässigt werden, da die Anordnung der mechanischen Übertragungselemente (Koppeln, Stäbe) – und damit ihr reduziertes Massenträgheitsmoment – in starkem Maße von der Position abhängig ist. Außerdem ändern sich je nach Stellung der Kinematik die Übersetzungsverhältnisse der Kraft in den Antriebsachsen. Hier besteht ein starker Bedarf an weiterführenden Untersuchungen, da zur Beherrschung der komplizierten Zusammenhänge eine Adaption der Reglerparameter im Betrieb notwendig wird.

## 4 Schlußwort

Aufbauend auf den Erfahrungen und Erkenntnissen bei konventionellen Vorschubsystemen mit Kugelrollspindel wurden die Eigenschaften von linearen Direktantrieben untersucht. Diese unterscheiden sich in wesentlichen Punkten von rotatorischen Antriebssystemen. Die fehlenden mechanischen Übertragungselemente erfordern aufgrund der höheren Dynamik des Antriebssystems eine differenziertere Betrachtung der notwendigen Regelungstechnik.

Als Fazit bleibt festzuhalten, daß die dynamische Laststeifigkeit bei linearen Direktantrieben ausschließlich durch die Güte der Regelung und der elektrischen Eigenschaften geprägt ist. Entscheidend hierfür ist aufgrund der Kaskadenregelung eine möglichst hohe Verstärkung des Geschwindigkeitsreglers. Diese ist jedoch stark von der Bandbreite des Stromregelkreises abhängig.

Eine wichtige Voraussetzung für eine hohe Bandbreite des Stromregelkreises ist die hohe Stromanstiegsgeschwindigkeit im Motor, damit sich die Vorschubkräfte schnell verändern können. Um eine hohe Stromanstiegsgeschwindigkeit zu erreichen, muß die Induktivität des Motors möglichst gering und die Zwischenkreisspannung des Umrichters möglichst hoch sein.

Die dynamische Störsteifigkeit linearer Antriebsachsen kann mit Hilfe der Gleichung 22 grob abgeschätzt werden. Mit Hilfe der verbesserten Abschätzung kann die sich bei einer einwirkenden Störkraft ergebende maximale Abweichung genauer berechnet werden:

$$k_{dyn} = \frac{F_{\text{Stör}}}{x_{a, \max}} = \frac{K_p K_F (1 + K_v T_p)}{T_p \left( 1 + \frac{e^{-D \frac{\pi}{\sqrt{1-D^2}}}}{\sqrt{1-D^2}} \right)} \quad (34)$$

mit  $D$  nach Gleichung 32.

In diese Berechnung geht im Unterschied zur Faustformel neben der Masse auch die Nachstellzeit des Drehzahlreglers mit ein. Hieraus ergibt sich eine höhere Genauigkeit der Abschätzung, besonders bei Variation dieser beiden Parameter.

#### Literaturhinweise:

- [1] Föllinger, O.: Regelungstechnik. Einführung in die Methoden und ihre Anwendung. Heidelberg 1994
- [2] Philipp, W.: Regelung mechanisch steifer Direktantriebe für Werkzeugmaschinen. Springer-Verlag, Berlin 1992
- [3] Pritschow, G.: Direct Drives for Machine Tools. Proceedings of the 27th CIRP International Seminar on Manufacturing Systems, 21-24 May 1995, Ann Arbor, Michigan, USA
- [4] Pritschow, G.: Zur Bewertung der Nachgiebigkeit von linearen Direktantrieben. Antriebs- und Steuerungstechnik 6/96
- [5] Unbehauen, H.: Regelungstechnik 1: Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme, 8. überarbeitete Auflage. Vieweg und Sohn, Braunschweig, Wiesbaden 1994
- [6] Weck, M.: Werkzeugmaschinen: Fertigungssysteme Band 3.2. VDI-Verlag, 1995
- [7] Weck, M.: Werkzeugmaschinen: Fertigungssysteme Band 4. VDI-Verlag, 1992